

# Wybrane problemy w eksploatacji układów mikrohydraulicznych

Zygmunt Kudźma, Krzysztof Kułakowski, Michał Stosiak

## 1. Wprowadzenie

Współczesny świat zmierza w kierunku miniaturyzacji. Choć trend ten w ostatnich latach najbardziej dało się zauważyć w elektronice, to zaczyna on być obecny także w mechanice. Układy napędowe mają coraz mniejszą masę i wymiary przy zachowaniu takiej samej przenoszonej mocy. Napędy hydrostatyczne, których istotną zaletą jest właśnie duża gęstość przenoszonej mocy, doskonale się wpisują w trend miniaturyzacji napędów. Zminiaturyzowane układy hydrostatyczne mogą z powodzeniem zastępować większe i cięższe układy pneumatyczne bądź elektromechaniczne, przy zachowaniu tej samej przenoszonej mocy oraz przy takich samych możliwościach automatyzacji. Nie ustają prace nad konstrukcją i modernizacją podstawowych elementów hydraulicznych. Prace te koncentrują się przede wszystkim na podnoszeniu parametrów eksploatacyjnych umożliwiających przenoszenie większych mocy z jak najmniejszymi stratami. Z drugiej strony ważnym działaniem i obszarem zainteresowań jest tworzenie nowej generacji elementów i układów hydraulicznych tak zwanej mikrohydrauliki związanej z przepływami małymi (< od 300 cm<sup>3</sup>/min) lub bardzo małymi (< od 120 cm<sup>3</sup>/min). W napędach hydrostatycznych klasycznych stosuje się odpowiednie typoszeręgi wielkości nominalnych (WN) i tak dla zaworów wielkością nominalną jest średnica nominalna otworów przepływowych. Wszystkie elementy hydrauliczne o średnicach nominalnych mniejszych od 6 mm (WN < 6 mm) zalicza się do mikrohydrauliki [1]. Wielkością nominalną dla mikropomp zębatych jest geometryczna objętość robocza  $q_p$  w zakresie do 1,2 [cm<sup>3</sup>/obr].

Wśród wymagań, jakie stawia się elementom i układom mikrohydraulicznym, wymienić należy przede wszystkim:

- pewność działania;
- niski poziomu hałasu (nieprzekraczający wartości dopuszczalnych sukcesywnie obniżanych) [2];
- małe wymiary przy zachowaniu przenoszonych mocy;
- ze względu na niektóre szczególne zastosowania wymaga się czystości napędu (brak wycieków).

Obszarami zastosowań mikrohydrauliki są te dziedziny, które wymagają przeniesienia dużej mocy (stosownie do małych wymiarów), zapewnienia płynności ruchów przy znacznym ograniczeniu wymiarów geometrycznych. Postępujący rozwój elementów i układów mikrohydraulicznych powoduje, że coraz częściej układy mikrohydrauliczne wypierają układy pneumatyczne czy elektromechaniczne. Ponadto miniaturyzacja pozwala również mikrohydraulicie zastąpić klasyczną hydraulikę wszędzie tam, gdzie ze względu na wymiary czy masę nie może być ona zastosowana. Dzieje się tak między innymi w inżynierii i technice medycznej, np. w napędach stołów operacyjnych

**Streszczenie:** W artykule omówiono obszary zastosowań mikrohydrauliki. W sposób szczególny skupiono się na problemie hałaśliwości pracy układów mikrohydraulicznych oraz zjawisku obliteracji na przykładzie mikrozasilacza. Przeprowadzono badania doświadczalne pracy mikrozasilacza hydraulicznego, w których stwierdzono nadmierną jego hałaśliwość. Dokonano modernizacji mikrozasilacza i obniżono hałaśliwość jego pracy. Przedstawiono wyniki wstępnych badań dotyczących możliwości sterowania układem mikrohydraulicznym za pomocą sterowania dławieniowego.

Słowa kluczowe: mikrohydraulika, hałas, obliteracja, badania

## SELECTED PROBLEMS OF MICROHYDRAULIC SYSTEMS OPERATION.

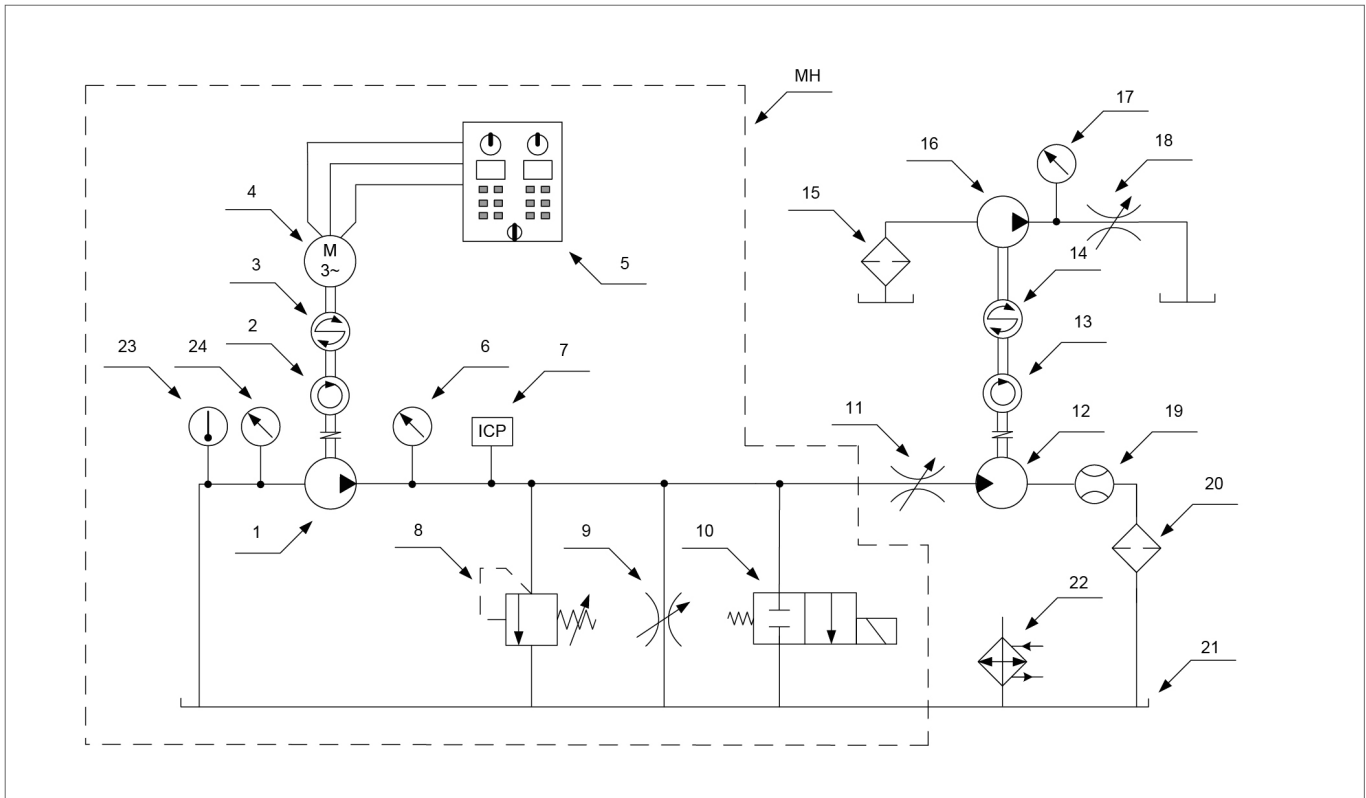
**Abstract:** In the paper application area of microhydraulics was discussed. Main advantages of microhydraulic systems were presented. Special attention was focused on disadvantages: noisiness and obliteration effect. Noisiness tests of microfeeder were done. During these tests excessive noisiness was ascertained. Some modernization of microfeeder was done and noisiness was reduced. Some test results referring to control of microhydraulic transmission with help of throttle method control were presented too.

Keywords: microhydraulics, noise, obliteration, research

i roentgenowskich, foteli dentystycznych, w motoryzacji, np. w serwomechanizmach wspomagających układy kierownicze i hamulcowe, w automatyzacji skrzyni biegów, w zawieszaniach hydropneumatycznych, w konstrukcji foteli kierowcy, w urządzeniach podnośnikowych, w przemyśle lotniczym, a także chemicznym i spożywczym do dokładnego dozowania strumienia płynu [3].

W napędach hydraulicznych o małych i bardzo małych przepływach nawet w przypadku dużych obciążeń moce są niewielkie w porównaniu do hydrauliki konwencjonalnej i zagadnienie sprawności napędu nie odgrywa większej roli, stosowane są więc powszechnie sterowania dławieniowe. Istotniejszymi są sprawy funkcjonalne, związane między innymi ze zjawiskiem obliteracji, ponieważ zjawisku temu sprzyjają duże spadki ciśnienia w danej szczelinie przepływowej, charakteryzującej się, z natury rzeczy, małymi wartościami średnicy hydraulicznej.

Bardzo istotnym problemem w eksploatacji układów mikrohydraulicznych jest ich stosunkowo duża hałaśliwość.



**Rys. 1.** Schemat hydrauliczny układu sterowania dławieniowego: 1 – mikropompa zębata ( $q_p = 0,8 \text{ cm}^3/\text{obr}$ ); 2 – obrotomierz; 3 – momentomierz; 4 – silnik elektryczny; 5 – szafa sterownicza; 6 – manometr; 7 – piezoelektryczny miniaturowy czujnik ciśnienia, typ PCB 105C23; 8 – mikrozwór maksymalny; 9 – mikrozwór dławiący; 10 – rozdzielacz 2/2; 11 – zawór dławiący; 12 – mikrosilnik hydrauliczny ( $q_s = 0,8 \text{ cm}^3/\text{obr}$ ); 13 – obrotomierz; 14 – momentomierz; 15 – filtr ssawny; 16 – mikropompa zębata  $q = 1,2 \text{ cm}^3/\text{obr}$ ; 17 – manometr; 18 – zawór dławiący; 19 – przepływomierz; 20 – filtr; 21 – zbiornik; 22 – chłodnica wodna; 23 – termometr; 24 – manowakuometr; MH – zespół głównych elementów stanowiący mikrozasilacz hydrauliczny

Szczególnie jeżeli poziom emitowanego hałasu zostanie odniesiony do mocy przenoszonej. W układach tych, ze względu na niewielkie przepływy ( $Q_{max} < 3 \text{ dm}^3/\text{min}$ ), moc jest niewielka, więc z uwagi na obowiązujące dyrektywy Unii Europejskiej [2] dopuszczalny poziom emitowanego przez urządzenie mechaniczne hałasu jest też stosunkowo niewielki i odniesiony do przenoszonej mocy. Dopuszczalny hałas w układach mikrohydraulicznych ma stosunkowo niski poziom i mimo zalet tego rodzaju napędu nie zawsze może być on stosowany z powodu przekroczenia zalecanych wskaźników normatywnych [4]. Jak stwierdzono w badaniach doświadczalnych, jednym z istotnych źródeł dźwiękotwórczych w układzie mikrohydraulicznym jest niestabilna praca mikrozworu maksymalnego [5].

## 2. Charakterystyki mikroukładu hydraulicznego

W badaniach eksperymentalnych wyznaczono charakterystyki mikrozasilacza hydraulicznego własnej konstrukcji (MH), którego schemat wraz z odbiornikiem (silnikiem mikrohydraulicznym), układem obciążającym oraz niezbędnymi przyrządami pomiarowymi przedstawiono na rys. 1 stanowiącym część większego mikroukładu hydraulicznego.

Schemat uniwersalnego stanowiska pomiarowego do wyznaczania charakterystyk statycznych i dynamicznych elementów mikrohydraulicznych przedstawiono na rys. 1. Stanowisko pozwala na określenie charakterystyki nie tylko generatora, ale również pozostałych elementów, takich jak rozdzielacze, zawory zwrotne, dławiące itp. W skład zestawu wchodzi pompa wypo-

rowa (1) ( $q_p = 0,8 \text{ cm}^3/\text{obr}$ ), która napędzana jest przez silnik 3-fazowy z chłodzeniem obcym (silnik Slh80-B2/PO o mocy 0,75 kW oznaczonego na schemacie cyfrą (4), wyprodukowanego przez firmę Besel SA). Pompa wporowa jest elementem wymiennym i w zależności od potrzeb montowana pompa wporowa może mieć wydajność właściwą od 0,1 do 1,2  $\text{cm}^3/\text{obr}$  – tabela 1 [6]. Prędkość obrotowa silnika może być zmieniana płynnie dzięki zastosowaniu falownika SS-01/07-10/PWR 11. Układ ten pozwala na regulację prędkości obrotowej silnika elektrycznego (4) w zakresie od 0 do 1750 obr/min. Zainstalowana pompa (1) jest zabezpieczona przed przeciążeniem przez zawór maksymalny (8). Pomiar prędkości obrotowej i momentu napędowego na wałku pompy mikrohydraulicznej realizowany jest za pomocą obrotomierza (2) i momentomierza (3) typu MT5Nm-N24 o zakresie pomiarowym  $\pm 5 \text{ Nm}$  podłączonego do miernika MW2006-2. Momentomierz (3) zamontowano na wałku silnika napędowego (4) za pomocą sprzęgła podatnego ROTEX GS firmy KTR. Zestaw pomiarowy pozwalał na rejestrowanie momentu obrotowego na wale silnika oraz jego prędkości obrotowej w czasie rzeczywistym. Wskazania są wyświetlane w czasie rzeczywistym na ekranie miernika MW2006. Moment napędowy jest przekazywany na badaną pompę 1 przez sprzęgło podatne ROTEX GS produkcji KTR. Nastawne zawory dławiące (9) i (11) wykorzystywane są w procesie sterowania dławieniowego odpowiednio: równoległego lub szeregowego prędkością silnika mikrohydraulicznego. Zwór (10) służy do skokowego zwierania linii tłocznej mikropompy

ze zbiornikiem. Zawór ten może być wykorzystywany ponadto do skokowego rozruchu silnika mikrohydraulicznego mikroukładu hydraulicznego. Ciśnienie tłoczenia mikropompy (1) mierzone jest manometrem (6), przebieg czasowy ciśnienia mierzone jest miniaturowym piezoelektrycznym czujnikiem ciśnienia (7), a wartość ciśnienia po stronie ssawnej mikropompy (1) mierzona jest manowakuometrem (24). Natężenie przepływu przepływające przez silnik (12) mierzone jest za pomocą przepływomierza (19) typu K-SCVF-002-10-07X firmy Parker o zakresie pomiarowym 0,01–2,0 dm<sup>3</sup>/min. Pomiar prędkości obrotowej i momentu obciążającego na wałku silnika mikrohydraulicznego realizowany jest za pomocą obrotomierza (13) i momentomierza (14). Obciążenie badanego mikroukładu stanowi mikropompa zębata (16) (o wydajności jednostkowej  $q = 1,2 \text{ cm}^3/\text{obr.}$ ), w której przewodzie tłocznym zainstalowany jest nastawny zawór dławiący (18). W przewodzie tym wartość ciśnienia mierzono za pomocą manometru (17). W linii ssawnej mikropompy (16) umieszczono filtr ssawny (15). Wartość temperatury oleju z zbiorniku (21) mikroukładu odczytywana jest termometrem (23), a chłodzenie cieczy odbywa się za pomocą chłodnicy wodnej (22).

Tabela 1. Parametry ząbienia badanych pomp [6]

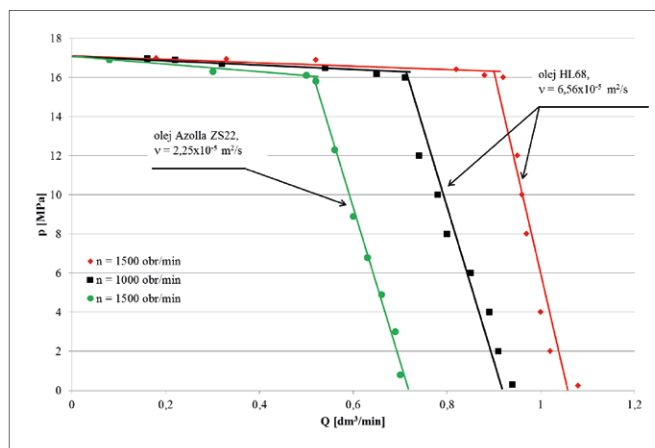
Parametry	Symbol i jednostka	Jednostkowa wydajność właściwa [cm <sup>3</sup> /obr]				
		0,25	0,31	0,5	0,8	1,0
Liczba zębów	z [-]	14	14	14	14	14
Moduł	m [mm]	1	1	1	1	1
Kąt przyporu	$\alpha$ [°]	20	20	20	20	20
Współ. wysokości głowy zęba	$\gamma$ [-]	1	1	1	1	1
Współ. korekcji	x [-]	0,61	0,61	0,61	0,61	0,61
Szerokość wierzcha zębatego	b [mm]	2,32	2,92	4,64	7,42	9,28
Odległość między osiami	a [-]	15	15	15	15	15
Toczny kąt przyporu	$\alpha$ [°]	28,71	28,7	28,71	28,71	28,71

W wyniku badań wyznaczono charakterystyki mikrozasilacza dla dwóch prędkości obrotowych wałka mikropompy (1000 oraz 1500 obr/min) oraz dla dwóch różnych olejów hydraulicznych (HL68 o lepkości  $\nu = 6,56 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$  oraz Azolla ZS22 o lepkości  $\nu = 2,25 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ ) pokazane na rys. 2.

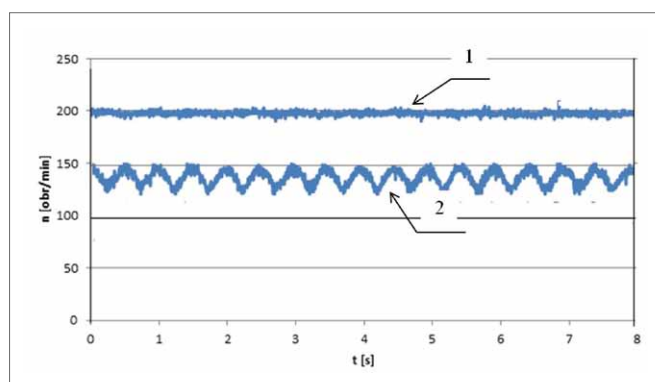
Porównanie wyników (wartości wydajności rzeczywistej pomp) z rys. 2 dla tej samej prędkości obrotowej wałka mikropompy i tego samego zakresu zmiany obciążenia wskazuje na spadek sprawności objętościowej w przypadku zastosowania oleju o mniejszej lepkości.

Podczas badań dla mikroukładu hydraulicznego z rys. 1 przeprowadzono również pomiar prędkości obrotowej wałka silnika hydraulicznego i określono od dołu zakres prędkości, przy której silnik mikrohydrauliczny pracuje nierównomiernie – rys. 3.

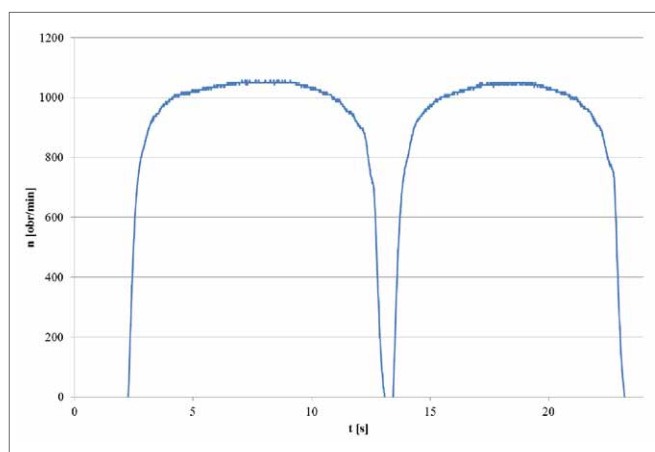
Zaobserwowano, że dla badanego mikroukładu hydraulicznego występuje znacząca nierównomierność pracy silnika mikrohydraulicznego dla prędkości obrotowych wału poniżej  $n_{sr} = 140 \text{ obr/min}$ .



Rys. 2. Charakterystyki mikrozasilacza hydraulicznego,  $q_p = 0,8 \text{ cm}^3/\text{obr}$

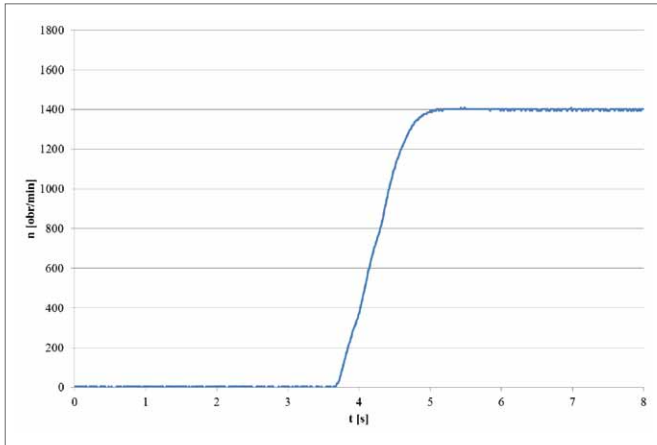


Rys. 3. Zależność prędkości obrotowej wału silnika mikrohydraulicznego w pracy ustalonej 1 i quasi-ustalonej 2, obciążenie silnika mikrohydraulicznego 1 MPa

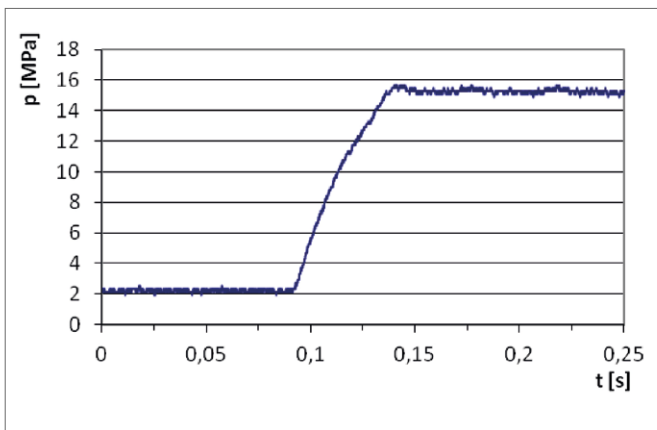


Rys. 4. Prędkość obrotowa na wałku silnika mikrohydraulicznego podczas rozruchu i hamowania mikroprzekładni; prędkość obrotowa wałka napędowego mikropompy 1500 obr/min

Na stanowisku pokazanym na rys. 1 przeprowadzono także badania identyfikacyjne możliwości sterowania pracą mikroukładu hydraulicznego sterowanego metodą dławieniową szeregową [7]. Prędkość obrotową na wałku silnika mikrohydraulicznego ( $q_s = 0,8 \text{ cm}^3/\text{obr}$ ) podczas rozruchu i hamowania przedstawiono na rys. 4.



Rys. 5. Prędkość obrotowa na wałku silnika mikrohydraulicznego podczas rozruchu mikroprzekładni; prędkość obrotowa wałka napędowego mikropompy 1750 obr/min, obciążenie silnika mikrohydraulicznego w ruchu ustalonym 1 MPa



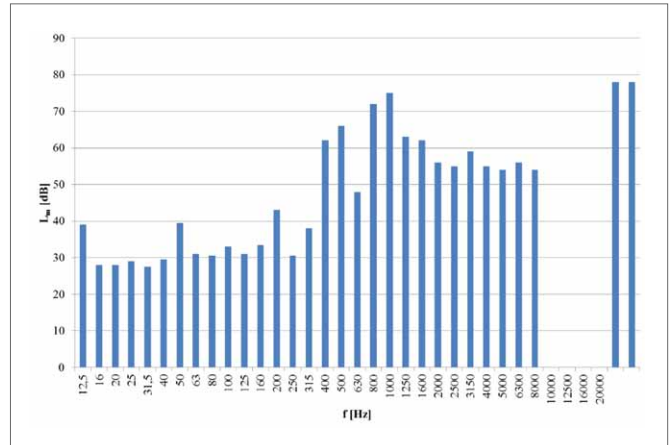
Rys. 6. Przebieg ciśnienia po skokowym wymuszeniu nateżenia przepływu przez zawór. Ciśnienie otwarcia  $p_0 = 15$  MPa. Przepływ początkowy przez zawór  $Q_z = 0$

Również badania procesu rozruchu mikroukładu hydraulicznego wykazały skuteczność metody sterowania dławieniowego równoległego w odniesieniu do badanego mikroukładu – rys. 5.

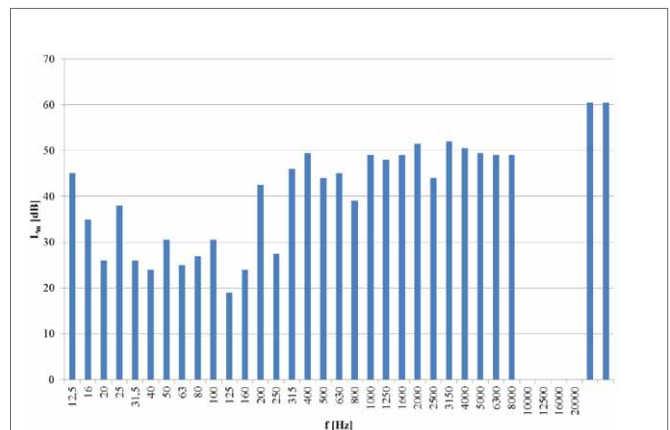
Przeprowadzono badania, których wybrane wyniki prezentuje się na rys. 4 i 5, wskazując, że w odniesieniu do mikroukładów hydraulicznych istnieje możliwość płynnej zmiany prędkości oraz realizacji procesu płynnego rozruchu i hamowania.

Podczas badań identyfikacyjnych mikrozasilacza hydraulicznego stwierdzono, że niekiedy występują okresy nadmiernej hałaśliwości jego pracy. Zauważono, że odpowiada za to mikrozwór maksymalny, którego element zamykający (grzybek stożkowy) wpada w drgania mechaniczne. Charakterystykę dynamiczną mikrozworu maksymalnego pracującego stabilnie (po modernizacji) przedstawiono na rys. 6.

Modyfikacja polegała na wprowadzeniu do zaworu, pomiędzy sprężynę a grzybek stożkowy, specjalną tarczę tłumiącą wykonaną w taki sposób, że przepływająca przez nią ciecz jest źródłem siły tłumiącej o wartości różnej i uzależnionej od kierunku ruchu tarczy i związanego z nim grzybka stożkowego. Rozwiązanie to jest przedmiotem wdrożonego postępowania patentowego [8] i dlatego nie jest przedstawione w niniejszej pracy szczegółowo. Podczas badań głośności przeprowadzono



Rys. 7. Widmo tercjowe hałasu mikrozasilacza przed modernizacją (praca niestabilna)



Rys. 8. Widmo tercjowe hałasu mikrozasilacza po modernizacji (praca stabilna)

pomiary w rezultacie, których otrzymano widmo tercjowe hałasu (poziomu ciśnienia akustycznego  $L_m$  [dB]) mikrozasilacza przed modernizacją (bez tarczy tłumiącej) i po modernizacji (z zamontowaną tarczą tłumiącą drgania grzybka stożkowego) – rys. 7 i 8.

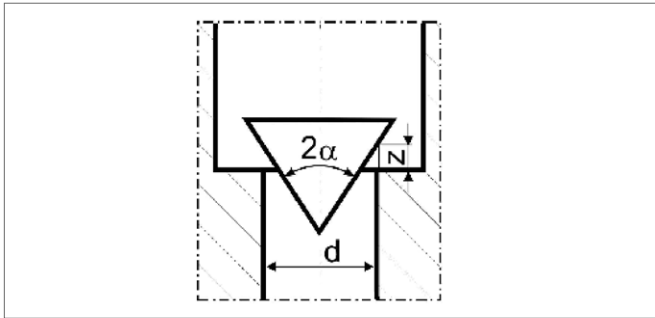
Przeprowadzona modernizacja doprowadziła do obniżenia maksymalnego poziomu ciśnienia akustycznego mikrozasilacza prawie o 20 dB. Spowodowane jest to redukcją drgań grzybka stożkowego.

### 3. Zjawisko obliteracji

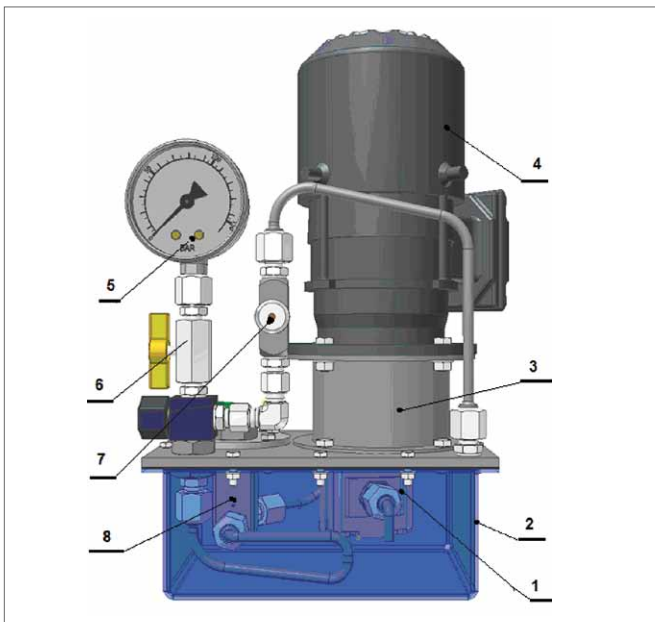
Występujące niekiedy zjawisko obliteracji (zarastania, zamulania) szczelin nabiera szczególnego znaczenia w elementach i układach mikrohydraulicznych, stając się groźne dla prawidłowego funkcjonowania mikroelementu lub całego mikroukładu. O zjawisku tym decydują m.in. klasa czystości i zakres zmian współczynnika lepkości oleju hydraulicznego [9].

Zjawisko to może wystąpić przy przepływie oleju przez szczelinę o małych wymiarach. Przy założonych wymiarach geometrycznych, np. zaworu dławiącego z grzybkem stożkowym o kącie rozwarcia  $2\alpha = 90^\circ$  i średnicy gniazda  $d = 2$  mm (parametry badanego mikrozworu dławiącego), wartość przemieszczenia





Rys. 9. Wzrost konstrukcyjny mikrozasilacza, układ: grzybek stożkowy – gniazdo ostrokrawędziowe: d – średnica otworu wlotowego; a – połowa kąta rozwarcia tworzących stożka grzybka; z – wznios grzybka

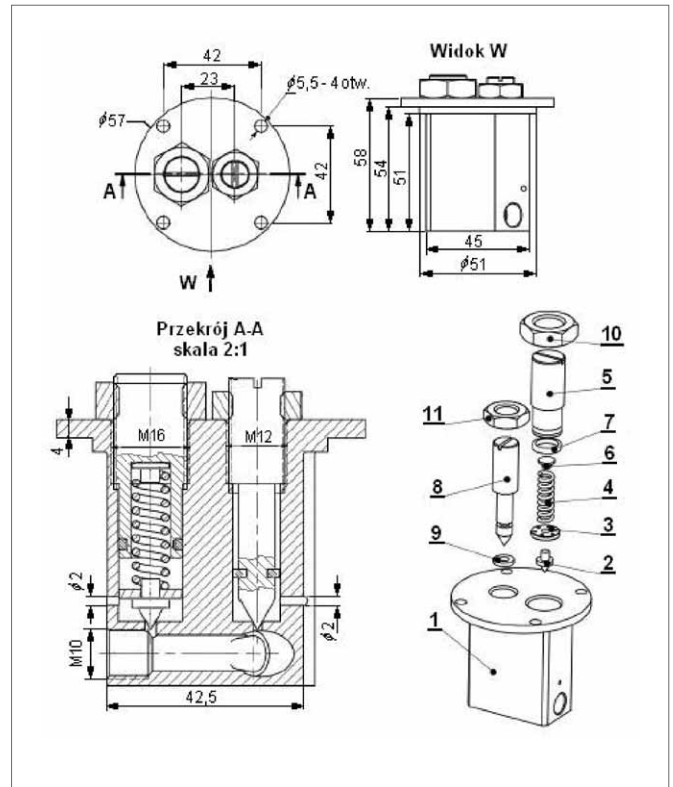


Rys. 10. Mikrozasilacz własnej konstrukcji: 1 – mikropompa zębata;  $q_p = 0,8 \text{ cm}^3/\text{obr}$ ; 2 – zbiornik o pojemności  $0,95 \text{ dm}^3$ ; 3 – sprzęgło; 4 – silnik elektryczny; 5 – manometr; 6 – zawór odcinający; 7 – nastawny zawór dławiący; 8 – blok mikrozasilaczy: maksymalny, nastawny zawór dławiący

grzybka z wynosi mniej niż  $0,1 \text{ mm}$  – rys. 9. Odpowiada to minimalnej szerokości szczeliny dławiącej rzędu  $0,04\text{--}0,05 \text{ mm}$ .

W takich przekrojach przepływowych o wymiarach zminimalizowanych istnieje obawa, że pod wpływem oddziaływania sił międzycząsteczkowych (adhezja), sił pola elektrostatycznego oraz sił mechanicznych na pograniczu ośrodków następuje powierzchniowe wiązanie się (osadzanie się, przylepanie, adsorbowanie) klejstych cząstek cieczy na krawędziach szczeliny [9]. Wskutek tego stopniowo zmniejsza się pole przekroju szczeliny w funkcji czasu.

Badania doświadczalne zjawiska obliteracji przeprowadzono dla stałej wartości temperatury czynnika roboczego, tj.  $40^\circ\text{C}$  oraz dla dwóch różnych rodzajów olei hydraulicznych: Azolla ZS22 i HL68. Lepkości kinematyczne oleju dla przyjętej temperatury pracy wynosiły odpowiednio  $\nu = 6,56 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$  dla HL 68 i  $\nu = 2,25 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$  dla Azolla ZS22, różnica lepkości była więc trzykrotna. Olej Azolla ZS22 odpowiada symbolom wg DIN 51524 – HLP, a wg. ISO 6743/4 – HM. Badanym

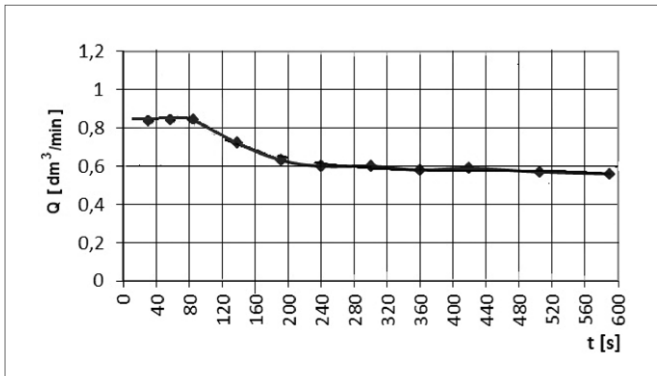


Rys. 11. Blok zaworowy montowany w płycie zbiornika mikrozasilacza hydraulicznego: 1 – korpus bloku zaworowego; 2 – grzybek; 3 – tarcza tłumiąca; 4 – sprężyna; 5 – śruba nastawiająca; 6 – talerzyk; 7 – uszczelnienie, 8 – iglica; 9 – uszczelnienie; 10, 11 – nakrętki kontruujące

obiektem był mikrozasilacz dławiący wchodzący w skład bloku zaworowego (zawór maksymalny i nastawny zawór dławiący), będącego elementem mikrozasilacza hydraulicznego, którego uproszczony widok przedstawiono na rys. 10. Blok zaworowy pokazano na rys. 11.

Przed zalaniem układu mikrohydraulicznego olejem dostarczonym w oryginalnych pojemnikach przez producentów przeprowadzono badania czystości wspomnianych cieczy roboczych. Do określenia klasy czystości olejów zastosowano miernik laserowy typu LCM-2025 produkcji Parker Hannifin. W pomiarach określono klasę oleju HL68 wg NAS 1638 na poziomie 10, co odpowiada klasie 21/19/15 wg ISO 4406 z roku 1999. Nieco lepszą klasą czystości charakteryzował się dostarczony olej Azolla ZS22 – wg. NAS 1638 – klasa 9, wg ISO 4406 klasa 20/18/15. Układ mikrohydrauliczny zalewano poprzez filtr o dokładności filtracji  $10 \mu\text{m}$ , taki sam filtr był umieszczony na przewodzie zlewowym układu mikrohydraulicznego. Zabiegi te pozwoliły poprawić klasę czystości obu cieczy roboczych do poziomu NAS 8, co odpowiada ISO 19/17/14.

Badania doświadczalne polegały na pomiarze natężenia przepływu przez mikrozasilacz dławiący (wchodzący w skład bloku zaworowego) w funkcji czasu przy stałej wartości ciśnienia zasilania ustalonego za pomocą mikrozasilacza maksymalnego. Ustalono stałą wartość przemieszczenia grzybka zaworu dławiącego od gniazda na poziomie  $50 \mu\text{m}$  przy średnicy gniazda  $d = 2 \text{ mm}$ . Przykładowe wyniki badań dla oleju HL68 przedstawiono na rys. 12.



Rys. 12. Zależność natężenia przepływu  $Q$  przez zawór dławiący w funkcji czasu  $t$ , ciśnienie zasilania  $p_i = 5$  MPa

Z wykresu pokazanego na rys. 12 wynika, że z czasem następuje spadek natężenia przepływu  $Q$  przez szczelinę zaworu dławiącego. Utrzymanie stałej wartości ciśnienia zasilania mierzonej za pomocą manometru świadczy o zmniejszeniu pola przepływu w szczelinie dławiącej, a więc o występowaniu zjawiska obliteracji. Jest to niewątpliwie istotny problem występujący w eksploatacji układów mikrohydraulicznych, który w układach konwencjonalnych, z racji występujących przekrojów przepływowych, ma ograniczony zasięg występowania.

#### 4. Wnioski


Mikrohydraulika jest i w najbliższych latach niewątpliwie nadal będzie obszarem hydrauliki rozwijającym się bardzo intensywnie m.in. z uwagi na rosnące wymagania dotyczące głównie minimalizacji gabarytów i masy układów hydraulicznych. Układy mikrohydrauliczne posiadają szereg zalet, jednak występują w nich pewne wady, które muszą zostać zidentyfikowane i zminimalizowane bądź całkowicie usunięte, jeśli to możliwe. Istotnym problemem w eksploatacji układów mikrohydraulicznych jest ich hałaśliwość. Podczas badań, których część, z uwagi na ograniczoną ilość miejsca, przedstawiono w artykule stwierdzono nadmierną hałaśliwość mikrozasilacza hydraulicznego i wprowadzono modernizację, polegającą na umieszczeniu specjalnie wykonanej tarczy tłumiącej drgania grzybka mikro-zaworu maksymalnego. Zabieg ten doprowadził do obniżenia poziomu ciśnienia akustycznego prawie o 20 dB. Wskazano, że w odniesieniu do mikroukładów hydraulicznych istotnym problemem jest zjawisko obliteracji. Z tego względu szczególnie uwagę zwrócić należy na czystość oleju hydraulicznego i zakres zmian jego lepkości. Nadzieje na ograniczenie występowania tego zjawiska można wiązać z ewentualnym wprowadzeniem mikrodrgań elementów sterujących mikro-zaworów, analogicznie jak to rozwiązano w rozdzielaczach proporcjonalnych konwencjonalnych, pod warunkiem, że wykorzystywane będzie sterowanie elektryczne [10, 11]. Alternatywnym rozwiązaniem tego problemu, to znaczy oczyszczania szczelin przepływowych, może też być wykorzystanie pulsacji ciśnienia wynikającej z wahań wydajności pompy wyporowej i wykorzystanie zjawisk rezonansowych w przewodzie mikrohydraulicznym [12].

Stwierdzono ponadto, że w odniesieniu do układów mikrohydraulicznych zastosowanie mają metody sterowania dławieniowego, umożliwiające płynną zmianę prędkości silnika mikrohydraulicznego.

Niewątpliwie w celu dalszego rozwoju obszaru mikrohydrauliki niezbędne jest prowadzenie dalszych szczegółowych badań, mających na celu poprawę właściwości statycznych i dynamicznych elementów i układów mikrohydraulicznych prowadzących do poprawy ich cech eksploatacyjnych.

#### Literatura

- [1] DINDORF R., WOŁKOW J.: *Mikroukłady płynowe. Mikrohydraulika*. X Ogólnopolska Konferencja CYLINDER'2000. Szczyrk, 27–29 września 2000.
- [2] Dyrektywa nr 2000/14/EC Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 8 maja 2000 r. W sprawie zbliżenia przepisów prawnych państw członkowskich dotyczących emisji hałasu do środowiska przez urządzenia używane na zewnątrz pomieszczeń.
- [3] BYUNG-PHIL M., MI-YOUNG S., HO-SEUNG J., CHUL-JU K.: *Fabrication of a No-Leakage Micro-Valve with a Free-Floating Structure for a Drug-Delivery System*. Journal of the Korean Physical Society, vol. 43, 5, 2003, p. 930–934.
- [4] Kollek W. [red.]: *Podstawy projektowania, modelowania, eksploatacji elementów i układów mikrohydraulicznych*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2011.
- [5] DOMAGAŁA T., KOLLEK W., KUDZMA Z.: *Wibroakustyczna diagnostyka zasilacza hydraulicznego. Napędy i sterowania hydrauliczne*. Konferencja naukowo-techniczna. Sekcja Hydrauliki i Pneumatyki przy Oddziale SIMP we Wrocławiu. Szklarska Poręba, 11–13 czerwca 1996. Wrocław: Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej 1996, s. 194–201.
- [6] KUDZMA Z., ŁOMOTOWSKI G., OSIŃSKI P., RUTAŃSKI J., STOSIAK M., WILCZYŃSKI J.: *Badania właściwości hydraulicznych i wibroakustycznych wykonanych prototypów*. [W:] Kollek W. [red.]: *Podstawy projektowania, modelowania, eksploatacji elementów i układów mikrohydraulicznych*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2011.
- [7] STRYCZEK S.: *Napęd hydrostatyczny*. WNT, Warszawa 1996.
- [8] Zgłoszenie patentowe nr P.401969.
- [9] BOROWIK S.: *Filtry płynów roboczych*. WNT, Warszawa 1974.
- [10] TOMASIAK E.: *Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Śląskiej, Gliwice 2001.
- [11] KUDZMA Z., STOSIAK M.: *Wpływ metod sterowania dławieniowego na hałaśliwość przekładni hydrostatycznej*. „Hydraulika i Pneumatyka” 1/2013.
- [12] KUDZMA Z.: *Tłumienie pulsacji ciśnienia i hałasu w układach hydraulicznych w stanach przejściowych i ustalonych*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2012.

 **dr hab. inż. Zygmunt Kudźma** – Katedra Maszyn i Układów Hydraulicznych, Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, Wydział Mechaniczny, Politechnika Wrocławska, e-mail: zygmun.kudzma@pwr.edu.pl,  
**mgr inż. Krzysztof Kułakowski** – e-mail: krzyz.kulakowski@gmail.com,  
**dr inż. Michał Stosiak** – Katedra Maszyn i Układów Hydraulicznych, Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, Wydział Mechaniczny, Politechnika Wrocławska, e-mail: michal.stosiak@pwr.edu.pl